

明細書

回転式流体機械

発明の分野

5 本発明は、ケーシングと、ケーシングに回転自在に支持されたロータと、ロータに設けられた作動部と、ケーシングおよびロータ間に設けられ、ロータの軸線に直交する摺動面を介して作動部に対する作動媒体の吸入・排出を制御するロータリバルブとを備えた回転式流体機械に関する。

背景技術

10 一般にこの種の回転式流体機械のロータリバルブは、ロータの軸線上に位置するようにケーシングに固定したバルブ本体部を備えており、固定されたバルブ本体部と回転するロータとの摺動面を介して作動媒体の供給・排出を制御するようになっている。そしてロータリバルブに対する作動媒体の供給は、ロータの軸線15 上に配置されてバルブ本体部に固定された作動媒体供給パイプを介して行うようになっており、バルブ本体部とロータとの摺動面から作動媒体が漏れないようになり、バルブ本体部はロータに向けて弾発的に付勢される。

ところで、上記従来の回転式流体機械は、作動媒体供給パイプがバルブ本体部20 に固定されているため、作動媒体供給パイプによってバルブ本体部の軸線方向に移動が規制されてしまい、あるいは作動媒体供給パイプの振動がバルブ本体部に伝達されてしまい、バルブ本体部とロータとの摺動面の密着性が損なわれて作動媒体の供給・排出が不正確になる問題があった。

発明の開示

本発明は前述の事情に鑑みてなされたもので、回転式流体機械のロータリバルブのバルブ本体部とロータとの摺動面の密着性を確保することを目的とする。

25 上記目的を達成するために、本発明の第1の特徴によれば、ケーシングと、ケーシングに回転自在に支持されたロータと、ロータに設けられた作動部と、ケーシングおよびロータ間に設けられ、ロータの軸線に直交する摺動面を介して作動部に対する作動媒体の吸入・排出を制御するロータリバルブとを備えた回転式流体機械であって、前記軸線上に配置されてロータリバルブに作動媒体を供給する

作動媒体供給パイプを該ロータリバルブと別体に設け、作動媒体供給パイプとロータリバルブとの間に、作動媒体供給パイプの前記軸線方向への移動がロータリバルブに伝達されるのを防止する機能を有するシール手段を配置したことを特徴とする回転式流体機械が提案される。

5 上記構成によれば、ロータの軸線上に配置されてロータリバルブに作動媒体を供給する作動媒体供給パイプを該ロータリバルブと別体に設け、作動媒体供給パイプとロータリバルブとの間に配置したシール手段に、作動媒体供給パイプの前記軸線方向への移動がロータリバルブに伝達されるのを防止する機能を持たせたので、シール手段で作動媒体供給パイプの外周からの作動媒体の漏れを最小限に

10 抑えながら、ロータリバルブの摺動面の密着性を確保して作動媒体の確実な供給・排出を可能にことができる。

また本発明の第2の特徴によれば、上記第1の特徴に加えて、前記シール手段がグランドパッキンであることを特徴とする回転式流体機械が提案される。

上記構成によれば、作動媒体供給パイプとロータリバルブとの間に配置したシール手段をグランドパッキンで構成したので、高温の作動媒体に対するシール手段の耐久性が高まるだけでなく、作動媒体供給パイプとロータリバルブとの相対移動を許容して作動媒体供給パイプの軸線方向への移動がロータリバルブに伝達されるのを防止することができる。

また本発明の第3の特徴によれば、上記第2の特徴に加えて、前記シール手段から漏れた作動媒体を回収する作動媒体回収手段を備えたことを特徴とする回転式流体機械が提案される。

上記構成によれば、シール手段から漏れた作動媒体を作動媒体回収手段で回収するので、作動媒体の補給の必要性を最小限に抑えることができる。

また本発明の第4の特徴によれば、上記第3の特徴に加えて、前記作動媒体回収手段は回収した作動媒体を作動部の下流側に戻すことを特徴とする回転式流体機械が提案される。

上記構成によれば、シール手段から漏れた作動媒体を作動媒体回収手段を介して作動部の下流側に戻すので、回収した作動媒体が作動部の性能に影響を与えるのを回避することができる。

尚、実施例の第1のアキシャルピストンシリンダ群49および第2のアキシャルピストンシリンダ群57はそれぞれ本発明の作動部に対応し、実施例の蒸気供給パイプ77は本発明の作動媒体供給パイプに対応し、スプリングケース94および蒸気回収通路18eは本発明の作動媒体回収手段に対応する。

5 図面の簡単な説明

図1～図13は本発明の一実施例を示すもので、図1は膨張機の縦断面図、図2は図1の2-2線断面図、図3は図1の3部拡大図、図4は図1の4部拡大断面図(図8の4-4線断面図)、図5は図4の5-5線矢視図、図6は図4の6-6線矢視図、図7は図4の7-7線断面図、図8は図4の8-8線断面図、図9は図4の9-9線断面図、図10は出力軸のトルク変動を示すグラフ、図11は高圧段の吸入系を示す作用説明図、図12は高圧段の排出系および低圧段の吸入系を示す作用説明図、図13は低圧段の排出系を示す作用説明図である。

発明を実施するための最良の形態

以下、本発明の実施例を添付図面に基づいて説明する。

図1～図3に示すように、本実施例の回転式流体機械は例えばランキンサイクル装置に使用される膨張機Mであって、作動媒体としての高温高圧蒸気の熱エネルギーおよび圧力エネルギーを機械エネルギーに変換して出力する。膨張機Mのケーシング11は、ケーシング本体12と、ケーシング本体12の前面開口部にシール部材13を介して嵌合して複数本のボルト14…で結合される前部カバー15と、ケーシング本体12の後面開口部にシール部材16を介して嵌合して複数本のボルト17…で結合される後部カバー18とから構成される。ケーシング本体12の下面開口部にオイルパン19がシール部材20を介して当接し、複数本のボルト21…で結合される。またケーシング本体12の上面にブリーザ室隔壁23が重ね合わされ、更にその上面にブリーザ室カバー25が重ね合わされ、複数本のボルト26…で共締めされる。

ケーシング11の中央を前後方向に延びる軸線Lまわりに回転可能なロータ27と出力軸28とが溶接で一体化されており、ロータ27の後部がアンギュラボールベアリング29およびシール部材30を介してケーシング本体12に回転自在に支持されるとともに、出力軸28の前部がアンギュラボールベアリング31

およびシール部材 3 2 を介して前部カバー 1 5 に回転自在に支持される。前部カバー 1 5 の後面に 2 個のシール部材 3 3, 3 4 およびノックピン 3 5 を介して嵌合する斜板ホルダ 3 6 が複数本のボルト 3 7 …で固定されており、この斜板ホルダ 3 6 にアンギュラボールベアリング 3 8 を介して斜板 3 9 が回転自在に支持される。斜板 3 9 の軸線は前記ロータ 2 7 および出力軸 2 8 の軸線 L に対して傾斜しており、その傾斜角は固定である。

ロータ 2 7 と別部材で構成された 7 本のスリーブ 4 1 …が、ロータ 2 7 の内部に軸線 L を囲むように円周方向に等間隔で配置される。ロータ 2 7 のスリーブ支持孔 2 7 a …に支持されたスリーブ 4 1 …の内周に形成された高圧シリンダ 4 2 …に高圧ピストン 4 3 …が摺動自在に嵌合しており、高圧シリンダ 4 2 …の前端開口部から前方に突出する高圧ピストン 4 3 …の半球状部が、斜板 3 9 の後面に凹設した 7 個のディンプル 3 9 a …にそれぞれ突き当てられる。スリーブ 4 1 …の後端とロータ 2 7 のスリーブ支持孔 2 7 a …との間には耐熱金属性のシール部材 4 4 …が装着され、この状態でスリーブ 4 1 …の前端を押さえる单一のセットプレート 4 5 が複数本のボルト 4 6 …でロータ 2 7 の前面に固定される。スリーブ支持孔 2 7 a …の底部近傍は僅かに大径になっており、スリーブ 4 1 …の外周面との間に隙間 α (図 3 参照) が形成される。

高圧ピストン 4 3 …は高圧シリンダ 4 2 …との摺動面をシールする圧カーリング 4 7 …およびオイルリング 4 8 …を備えており、圧カーリング 4 7 …の摺動範囲とオイルリング 4 8 …の摺動範囲とは相互にオーバーラップしないように設定されている。高圧ピストン 4 3 …を高圧シリンダ 4 2 …に挿入するとき、圧カーリング 4 7 …およびオイルリング 4 8 …を高圧シリンダ 4 2 …にスムーズに係合させるべく、セットプレート 4 5 に前面側が広がるようにテーパした開口部 4 5 a …が形成される。

以上のように、圧カーリング 4 7 …の摺動範囲とオイルリング 4 8 …の摺動範囲とが相互にオーバーラップしないように設定したので、オイルリング 4 8 …が摺動する高圧シリンダ 4 2 …の内壁に付着したオイルが、圧カーリング 4 7 …の摺動により高圧作動室 8 2 …に取り込まれないようにし、蒸気にオイルが混入するのを確実に防止することができる。特に、高圧ピストン 4 3 …は圧カーリング 4 7 …

およびオイルリング48…に挟まれた部分が若干小径になっているため（図3参照）、オイルリング48…の摺動面に付着したオイルが圧力リング47…の摺動面に移動するのを効果的に防止することができる。

また7本のスリーブ41…をロータ27のスリーブ支持孔27a…に装着して
 5 高圧シリンダ42…を構成したので、スリーブ41…に熱伝導性、耐熱性、耐摩耗性、強度等に優れた材質を選択することができる。これにより性能および信頼性の向上が可能になるだけでなく、ロータ27に直接高圧シリンダ42…を加工する場合に比べて加工が容易になり、加工精度も向上する。しかも何れかのスリーブ41が摩耗・損傷した場合に、ロータ27全体を交換することなく、異常の
 10 あるスリーブ41だけを交換すれば良いので経済的である。

またスリーブ支持孔27a…の底部近傍を僅かに大径にしてスリーブ41…の外周面とロータ27との間に間隙 α を形成したので、高圧作動室82…に供給された高温高圧蒸気によりロータ27が熱変形しても、その影響がスリーブ41…に及び難くして高圧シリンダ42…の歪みを防止することができる。

15 前記7本の高圧シリンダ42…と、そこに嵌合する7本の高圧ピストン43…とは、第1のアキシャルピストンシリンダ群49を構成する。

ロータ27の外周部に7本の低圧シリンダ50…が軸線Lおよび高圧シリンダ42…の半径方向外側を囲むように円周方向に等間隔で配置される。これら低圧シリンダ50…は高圧シリンダ42…よりも大きな直徑を有しており、かつ低圧シリンダ50…の円周方向の配列ピッチは高圧シリンダ42…の円周方向の配列ピッチに対して半ピッチ分ずれている。これにより、隣接する低圧シリンダ50…間に形成される空間に高圧シリンダ42…を配置することができになり、スペースを有効利用してロータ27の直徑の小型化に寄与することができる。

7本の低圧シリンダ50…にはそれぞれ低圧ピストン51…が摺動自在に嵌合
 25 しており、これら低圧ピストン51…はリンク52…を介して斜板39に接続される。即ち、リンク52…の前端の球状部52aは斜板39にナット53…で固定した球面軸受54…に摺動自在に支持され、リンク52…の後端の球状部52bは低圧ピストン51…にクリップ55…で固定した球面軸受56…に摺動自在に支持される。低圧ピストン51…の頂面近傍の外周面には、圧力リング78…

およびオイルリング79…が隣接して装着される。圧カリング78…およびオイルリング79…の摺動範囲は相互にオーバーラップするので、圧カリング78…の摺動面に油膜を形成してシール性および潤滑性を高めることができる。

前記7本の低圧シリンダ50…と、そこに嵌合する7本の低圧ピストン41…
5とは、第2のアキシャルピストンシリンダ群57を構成する。

以上のように、第1のアキシャルピストンシリンダ群49の高圧ピストン43…の前端を半球状に形成し、その前端を斜板39に形成したディンプル39a…に当接させたので、高圧ピストン43…を斜板39に機械的に連結する必要がなくなつて、部品点数の削減と組付性の向上とが可能になる。一方、第2のアキシ
10ヤルピストンシリンダ群57の低圧ピストン51…はリンク52…および前後の球面軸受54…、56…を介して斜板39に連結されているので、第2のアキシヤルピストンシリンダ群57に供給される中温中圧蒸気の温度および圧力が不足して低圧作動室84…が負圧になつても、低圧ピストン51…と斜板39とが離れて打音や損傷が発する虞がない。

15 また斜板39は前部カバー15にボルト37…で締結されるが、そのときの斜板39の軸線しまわりの締結位相を変化させることで、第1のアキシャルピストンシリンダ群49および第2のアキシャルピストンシリンダ群57に対する蒸気の供給・排出タイミングをずらして膨張機Mの出力特性を変更することができる。

20 また一体化されたロータ27および出力軸28は、それぞれケーシング本体12に設けたアンギュラボールベアリング29および前部カバー15に設けたアンギュラボールベアリング31に支持されるが、ケーシング本体12およびアンギュラボールベアリング29間に介装するシム58の厚さと、前部カバー15およびアンギュラボールベアリング31間に介装するシム59の厚さとを調整することにより、軸線Lに沿うロータ27の位置を前後方向に調整することができる。このロータ27の軸線L方向の位置の調整により、斜板39に案内される高圧・低圧ピストン43…、51…とロータ27に設けられた高圧・低圧シリンダ42…、50…との軸線L方向の相対的な位置関係が変化し、高圧・低圧作動室82…、84…における蒸気の膨張比を調整することができる。

仮に、斜板39を支持する斜板ホルダ36が前部カバー15に対して一体に形成されていると、前部カバー15にアンギュラボールベアリング31やシム59を着脱するためのスペースを確保するのが困難になるが、斜板ホルダ36を前部カバー15に対し着脱可能にしたことで、上記問題が解消される。また仮に斜板ホルダ36が前部カバー15と一体であると、膨張機Mの分解・組立時に予め前部カバー15側に組み付けた斜板39に、ケーシング11内の狭い空間で7本のリンク52…を連結・分離する面倒な作業が必要となるが、斜板ホルダ36を前部カバー15に対し着脱可能にしたことで、予めロータ27側に斜板39および斜板ホルダ36を組み付けてサブアセンブリを構成することが可能となり、組付性が大幅に向上する。

次に、第1のアキシャルピストンシリンダ群49および第2のアキシャルピストンシリンダ群57に対する蒸気の供給・排出系統を、図4～図9に基づいて説明する。

図4に示すように、ロータ27の後端面に開口する円形断面の凹部27bおよび後部カバー18の前面に開口する円形断面の凹部18aに、ロータリバルブ61が収納される。軸線lに沿うように配置されたロータリバルブ61は、ロータリバルブ本体62と、固定側バルブプレート63と、可動側バルブプレート64とを備える。可動側バルブプレート64は、ロータ27の凹部27bの底面にガスケット65を介して嵌合した状態で、ノックピン66およびボルト67でロータ27に固定される。可動側バルブプレート64に平坦な摺動面68を介して当接する固定側バルブプレート63はノックピン69を介してロータリバルブ本体62に相対回転不能に結合される。従って、ロータ27が回転すると、可動側バルブプレート64および固定側バルブプレート63は摺動面68において相互に密着しながら相対回転する。固定側バルブプレート63および可動側バルブプレート64は、超硬合金やセラミックス等の耐久性に優れた材質で構成されており、その摺動面68に耐熱性、潤滑性、耐蝕性、耐摩耗性を有する部材を介在させたりコーティングしたりすることが可能である。

ロータリバルブ本体62は、大径部62a、中径部62bおよび小径部62cを備えた段付き円柱状の部材であって、その大径部62aの外周に嵌合する環状

の摺動部材 7 0 が、ロータ 2 7 の凹部 2 7 b に円筒状の摺動面 7 1 を介して摺動自在に嵌合するとともに、その中径部 6 2 b および小径部 6 2 c が後部カバー 1 8 の内周面 1 8 a にシール部材 7 2, 7 3 を介して嵌合し、更に小径部 6 2 c から延びる円筒部 6 2 e が後部カバー 1 8 の後面にボルト 9 3 …で固定したスプリングケース 9 4 の内部に延出する。摺動部材 7 0 は、超硬合金やセラミックス等の耐久性に優れた材質で構成される。ロータリバルブ本体 6 2 の外周に植設されたノックピン 7 4 が、後部カバー 1 8 の凹部 1 8 a に軸線 L 方向に形成された長孔 1 8 b に係合しており、従ってロータリバルブ本体 6 2 は後部カバー 1 8 に対して相対回転不能、かつ軸線 L 方向に移動可能に支持される。

スプリングケース 9 4 の内部に軸線 L を囲むように複数個のプリロードスプリング 7 5 …が支持されており、これらプリロードスプリング 7 5 …の前端を受けるスプリングシート 9 5 が円筒部 6 2 e および小径部 6 2 c 間の段部 6 2 d に当接する。従って、プリロードスプリング 7 5 …で段部 6 2 d を押圧されたロータリバルブ本体 6 2 は、固定側バルブプレート 6 3 および可動側バルブプレート 6 4 の摺動面 6 8 を密着させるべく前方に向けて付勢される。内部に断熱空間 7 7 a を有する蒸気供給パイプ 7 7 が、軸線 L 上に位置するようにスプリングケース 9 4 にナット 9 6 で固定される。蒸気供給パイプ 7 7 はロータリバルブ本体 6 2 の円筒部 6 2 e および小径部 6 2 c の内周面 6 2 f に緩く挿入され、そのテーパー状の前端部はロータリバルブ本体 6 2 の小径部 6 2 c の内部に形成した第 1 蒸気通路 P 1 の入口端に隙間を存して対向する。

ロータリバルブ本体 6 2 の円筒部 6 2 e および小径部 6 2 c の内周面 6 2 f と蒸気供給パイプ 7 7 の外周面との間に環状のシール手段 9 7 が複数個配置され、その後端が前記内周面 6 2 f に螺合する押さえ部材 9 8 により固定される。シール手段 9 7 は耐熱性に優れた材質、例えば無機纖維では炭素系の膨張黒鉛纖維、炭素纖維や金属纖維等、また有機纖維ではフッ素樹脂纖維やアラミド纖維等で構成したグランドパッキンであり、外力により容易に弾性変形してロータリバルブ本体 6 2 および蒸気供給パイプ 7 7 の相対移動を許容することができる。

シール手段 9 7 の背部はスプリングケース 9 4 の内部空間に連通し、スプリングケース 9 4 の内部空間はカバー部材 1 8 を貫通する蒸気回収通路 1 8 e を介し

て蒸気排出室 9 0 に連通する。

第 1 のアキシャルピストンシリンダ群 4 9 に高温高圧蒸気を供給する高圧段の蒸気吸入経路が、図 1 1 に網かけして示される。図 1 1 と図 5 ～図 9 とを併せて参考すると明らかなように、蒸気供給パイプ 7 7 から高温高圧蒸気が供給される圧力室 7 6 に上流端が連通する第 1 蒸気通路 P 1 が、ロータリバルブ本体 6 2 を貫通して固定側バルブプレート 6 3 との合わせ面に開口し、固定側バルブプレート 6 3 を貫通する第 2 蒸気通路 P 2 に連通する。ロータリバルブ本体 6 2 および固定側バルブプレート 6 3 の合わせ面からの蒸気のリークを防止すべく、該合わせ面に装着されたシール部材 8 1 (図 7 および図 1 1 参照) により第 1 、第 2 蒸気通路 P 1 、 P 2 の接続部の外周がシールされる。

可動側バルブプレート 6 4 およびロータ 2 7 にはそれぞれ 7 本の第 3 蒸気通路 P 3 … (図 5 参照) および第 4 蒸気通路 P 4 … が円周方向に等間隔に形成されており、第 4 蒸気通路 P 4 … の下流端は第 1 のアキシャルピストンシリンダ群 4 9 の高圧シリンダ 4 2 … および高圧ピストン 4 3 間に区画された 7 個の高圧作動室 8 2 … に連通する。図 6 から明らかなように、固定側バルブプレート 6 3 に形成された第 2 蒸気通路 P 2 の開口は、高圧ピストン 4 3 の上死点 T D C の前後に均等に開口せずに矢印 R で示すロータ 2 7 の回転方向進み側に僅かにずれて開口している。これにより、できるだけ長い膨張期間、即ち充分な膨張比を確保でき、かつ上死点 T D C の前後に均等に開口を設定した場合に生じる負の仕事を極力少なくし、更に高圧作動室 8 2 … 内に残留する膨張蒸気を減少して充分な出力 (効率) が得られる。

第 1 のアキシャルピストンシリンダ群 4 9 から中温中圧蒸気を排出して第 2 のアキシャルピストンシリンダ群 5 7 に供給する高圧段の蒸気排出経路および低圧段の蒸気吸入経路が、図 1 2 に網かけして示される。図 1 2 と図 5 ～図 8 とを併せて参考すると明らかなように、固定側バルブプレート 6 3 の前面には円弧状の第 5 蒸気通路 P 5 (図 6 参照) が開口しており、この第 5 蒸気通路 P 5 は固定側バルブプレート 6 3 の後面に開口する円形の第 6 蒸気通路 P 6 (図 7 参照) に連通する。第 5 蒸気通路 P 5 は、高圧ピストン 4 3 の下死点 B D C に対して矢印 R で示すロータ 2 7 の回転方向進み側に僅かにずれた位置から、上死点 T D C に対

して回転方向遅れ側に僅かにずれた位置に亘って開口している。これにより、可動側バルブプレート 6 4 の第 3 蒸気通路 P 3 …は下死点 B D C から第 2 蒸気通路 P 2 と重複しない（好ましくは第 2 蒸気通路 P 2 と重複する直前の）角度範囲に亘って固定側バルブプレート 6 3 の第 5 蒸気通路 P 5 に連通することができ、その間に第 3 蒸気通路 P 3 …から第 5 蒸気通路 P 5 への蒸気の排出が行われる。

ロータリバルブ本体 6 2 には、軸線 L 方向に延びる第 7 蒸気通路 P 7 と、略半径方向に延びる第 8 蒸気通路 P 8 とが形成されており、第 7 蒸気通路 P 7 の上流端は前記第 6 蒸気通路 P 6 の下流端に連通するとともに、第 8 蒸気通路 P 8 の下流端はロータリバルブ本体 6 2 および摺動部材 7 0 に跨がって配置された継ぎ手部材 8 3 の内部の第 9 蒸気通路 P 9 を経て、摺動部材 7 0 を半径方向に貫通する第 10 蒸気通路 P 10 に連通する。そして第 10 蒸気通路 P 10 は、ロータ 2 7 に放射状に形成した 7 本の第 11 蒸気通路 P 11 …を介して、第 2 のアキシャルピストンシリンダ群 5 7 の低圧シリンダ 5 0 …および低圧ピストン 4 1 …間に区画された 7 個の低圧作動室 8 4 …に連通する。

ロータリバルブ本体 6 2 と固定側バルブプレート 6 3 との合わせ面からの蒸気のリークを防止すべく、該合わせ面に装着されたシール部材 8 5 （図 7 および図 12 参照）により第 6 、第 7 蒸気通路 P 6 、 P 7 の接続部の外周がシールされる。摺動部材 7 0 の内周面とロータリバルブ本体 6 2 との間は 2 個のシール部材 8 6 、 8 7 でシールされ、継ぎ手部材 8 3 の外周面と摺動部材 7 0 との間はシール部材 8 8 でシールされる。

ロータ 2 7 および出力軸 2 8 の内部は肉抜きされて調圧室 8 9 が区画されており、この調圧室 8 9 と第 8 蒸気通路 P 8 とが、ロータリバルブ本体 6 2 に形成した第 12 蒸気通路 P 12 および第 13 蒸気通路 P 13 と、固定側バルブプレート 6 3 に形成した第 14 蒸気通路 P 14 と、ボルト 6 7 の内部を貫通する第 15 蒸気通路 P 15 とを介して連通する。7 本の第 3 蒸気通路 P 3 …から第 5 蒸気通路 P 5 に排出される中温中圧蒸気の圧力はロータ 2 7 の 1 回転につき圧力が 7 回脈動するが、その中温中圧蒸気を第 2 のアキシャルピストンシリンダ群 5 7 に供給する途中の第 8 蒸気通路 P 8 を調圧室 8 9 に連通させたことで、前記圧力の脈動を緩衝して一定圧の蒸気を第 2 のアキシャルピストンシリンダ群 5 7 に供給し、

低圧作動室 8 4 …への蒸気の充填効率を高めることができる。

また調圧室 8 9 はロータ 2 7 および出力軸 2 8 の中心のデッドスペースを利用して形成されているので膨張機 M の大型化を招くこともなく、肉抜きによる軽量化の効果も持ち、しかも調圧室 8 9 の外周は高温高圧蒸気で作動する第 1 のアキシャルピストンシリンダ群 4 9 で取り囲まれるので、第 2 のアキシャルピストンシリンダ群 5 7 に供給される中温中圧蒸気の熱損失が生じることもない。更に、第 1 のアキシャルピストンシリンダ群 4 9 に取り囲まれたロータ 2 7 の中心部が温度上昇した場合には、調圧室 8 9 の中温中圧蒸気でロータ 2 7 の冷却を図ることができ、その結果として加熱された中温中圧蒸気で第 2 のアキシャルピストンシリンダ群 5 7 の出力向上を図ることができる。

第 2 のアキシャルピストンシリンダ群 5 7 から低温低圧蒸気を排出する蒸気排出経路が、図 1 3 に網かけして示される。図 1 3 、図 8 および図 9 を併せて参考すると明らかなように、摺動部材 7 0 の摺動面 7 1 に、ロータ 2 7 に形成した 7 個の第 1 1 蒸気通路 P 1 1 …に連通可能な円弧状の第 1 6 蒸気通路 P 1 6 が切り欠かれており、この第 1 6 蒸気通路 P 1 6 はロータリバルブ本体 6 2 の外周に円弧状に切り欠かれた第 1 7 蒸気通路 P 1 7 に連通する。第 1 6 蒸気通路 P 1 6 は、低圧ピストン 5 1 の下死点 B D C に対して矢印 R で示すロータ 2 7 の回転方向進み側に僅かにずれた位置から、上死点 T D C に対して回転方向遅れ側に僅かにずれた位置に亘って開口している。これにより、ロータ 2 7 の第 1 1 蒸気通路 P 1 1 …は下死点 B D C から第 1 0 蒸気通路 P 1 0 と重複しない（好ましくは第 1 0 蒸気通路 P 1 0 と重複する直前の）角度範囲に亘って摺動部材 7 0 の第 1 6 蒸気通路 P 1 6 に連通することができ、その間に第 1 1 蒸気通路 P 1 1 …から第 1 6 蒸気通路 P 1 6 への蒸気の排出が行われる。

更に第 1 7 蒸気通路 P 1 7 は、ロータリバルブ本体 6 2 の内部に形成された第 1 8 蒸気通路 P 1 8 ~ 第 2 0 蒸気通路 P 2 0 および後部カバー 1 8 の切欠 1 8 d を介して、ロータリバルブ本体 6 2 および後部カバー 1 8 間に形成された蒸気排出室 9 0 に連通し、この蒸気排出室 9 0 は後部カバー 1 8 に形成した蒸気排出孔 1 8 c に連通する。

以上のように、第 1 のアキシャルピストンシリンダ群 4 9 への蒸気の供給・排

出と第2のアキシャルピストンシリンダ群57への蒸気の供給・排出とを共通のロータリバルブ61で制御するので、各々別個のロータリバルブを用いる場合に比べて膨張機Mを小型化することができる。しかも第1のアキシャルピストンシリンダ群49に高温高圧蒸気を供給するバルブを、ロータリバルブ本体62と一体の固定側バルブプレート63の前端の平坦な摺動面68に形成したので、高温高圧蒸気のリークを効果的に防止することができる。なぜならば、平坦な摺動面68は高精度の加工が容易なため、円筒状の摺動面に比べてクリアランスの管理が容易であるからである。

特に、複数本のプリロードスプリング75…でロータリバルブ本体62にプリセット荷重を与えて軸線L方向前方に付勢することにより、固定側バルブプレート63および可動側バルブプレート64の摺動面68に面圧を発生させ、その摺動面68からの蒸気のリークを効果的に抑制することができる。また蒸気供給パイプ77が振動等により軸線L方向に移動しても、その動きがグランドパッキンよりなるシール手段97に吸収されてロータリバルブ本体62に伝達されことがないため、固定側バルブプレート63および可動側バルブプレート64の摺動面68の密着性を確保して蒸気の供給・排出を確実に行うことができる。

グランドパッキンよりなるシール手段97の性質上、若干の蒸気が漏れることができ避けられず、シール手段97を通過した蒸気はスプリングケース94の内部空間および蒸気回収通路18eを経て蒸気排出室90に排出される。このように、シール手段97から漏れた蒸気を回収することで、ランキンサイクル装置の閉回路から作動媒体が失われるのを防止し、作動媒体の補給の必要性を最小限に抑えることができる。しかも、シール手段97から漏れた低温低圧の蒸気は第1のアキシャルピストンシリンダ群49および第2のアキシャルピストンシリンダ群57よりも下流側において回収されるので、前記蒸気によって膨張機Mの出力が低下するのを防止することができる。

また第2のアキシャルピストンシリンダ群57に中温中圧蒸気を供給するバルブはロータリバルブ本体62の外周の円筒状の摺動面71に形成されているが、そこを通過する中温中圧蒸気は前記高温高圧蒸気に比べて圧力が低下しているため、摺動面71に対する面圧を発生させなくとも、所定のクリアランス管理を施

せば蒸気のリークは実用上問題ない。

またロータリバルブ本体62に内部に、高温高圧蒸気が流れる第1蒸気通路P1と、中温中圧蒸気が流れる第7蒸気通路P7および第8蒸気通路P8と、低温低圧蒸気が流れる第17蒸気通路P17～第20蒸気通路P20とを集約して形成したので蒸気温度の低下を防止できるだけでなく、高温高圧蒸気のシール部（例えば、シール部材81）を低温低圧蒸気で冷却して耐久性を高めることができる。

更に、後部カバー18をケーシング本体12から取り外すだけで、ケーシング本体12に対してロータリバルブ61を着脱することができるので、修理、清掃、交換等のメンテナンス作業性が大幅に向向上する。また高温高圧蒸気が通過するロータリバルブ61は高温になるが、オイルによる潤滑が必要な斜板39や出力軸28がロータ27を挟んでロータリバルブ61の反対側に配置されるので、高温となるロータリバルブ61の熱でオイルが加熱されて斜板39や出力軸28の潤滑性能が低下するのを防止することができる。またオイルはロータリバルブ61を冷却して過熱を防止する機能も発揮する。

次に、上記構成を備えた本実施例の膨張機Mの作用を説明する。

図11に示すように、蒸発器で水を加熱して発生した高温高圧蒸気は蒸気供給パイプ77を介して膨張機Mの圧力室76に供給され、そこからロータリバルブ61のロータリバルブ本体62に形成した第1蒸気通路P1と、このロータリバルブ本体62と一体の固定側バルブプレート63に形成した第2蒸気通路P2とを経て、可動側バルブプレート64との摺動面68に達する。そして摺動面68に開口する第2蒸気通路P2はロータ27と一体に回転する可動側バルブプレート64に形成した第3蒸気通路P3に瞬間的に連通し、高温高圧蒸気は第3蒸気通路P3からロータ27に形成した第4蒸気通路P4を経て、第1のアキシャルピストンシリンダ群49の7個の高圧作動室82…のうちの上死点に在る高圧作動室82に供給される。

ロータ27の回転に伴って第2蒸気通路P2および第3蒸気通路P3の連通が絶たれた後も高圧作動室82内で高温高圧蒸気が膨張することで、スリーブ41の高圧シリンダ42に嵌合する高圧ピストン43が上死点から下死点に向けて前

方に押し出され、その前端が斜板39のディンプル39aを押圧する。その結果、高圧ピストン43が斜板39から受ける反力でロータ27に回転トルクが与えられる。そしてロータ27が7分の1回転する毎に、新たな高圧作動室82内に高温高圧蒸気が供給されてロータ27が連続的に回転駆動される。

5 図12に示すように、ロータ27の回転に伴って下死点に達した高圧ピストン43が上死点に向かって後退する間に、高圧作動室82から押し出された中温中圧蒸気は、ロータ27の第4蒸気通路P4と、可動側バルブプレート64の第3蒸気通路P3と、摺動面68と、固定側バルブプレート63の第5蒸気通路P5および第6蒸気通路P6と、ロータリバルブ本体62の第7蒸気通路P7～第10蒸気通路P10と、摺動面71とを経て、ロータ27の回転に伴って上死点に達した第2のアキシャルピストンシリンダ群57の低圧作動室84に連なる第11蒸気通路P11に供給される。低圧作動室84に供給された中温中圧蒸気は第10蒸気通路P10と第11蒸気通路P11との連通が絶たれた後も低圧作動室84内で膨張することで、低圧シリンダ50に嵌合する低圧ピストン51が上死点から下死点に向けて前方に押し出され、低圧ピストン51に接続されたリンク52が斜板39を押圧する。その結果、低圧ピストン51の押圧力がリンク52を介して斜板39の回転力に変換され、この回転力は斜板39のディンプル39aを介して高圧ピストン43からロータ27に回転トルクを伝える。即ち、斜板39と同期回転するロータ27に回転トルクが伝達されることになる。尚、リンク52は膨張行程での負圧発生時に低圧ピストン51が斜板39から離脱するのを防止すべく、低圧ピストン51と斜板39との結合を維持する機能を果たすもので、膨張作用による回転トルクは、上述の如く斜板39のディンプル39aを介して高圧ピストン43から斜板39と同期回転するロータ27に伝達される構成となっている。そしてロータ27が7分の1回転する毎に、新たな低圧作動室84内に中温中圧蒸気が供給されてロータ27が連続的に回転駆動される。

このとき、前述したように、第1のアキシャルピストンシリンダ群49の高圧作動室82…から排出される中温中圧蒸気の圧力はロータ27の1回転につき圧力が7回脈動するが、その脈動を調圧室89で緩衝することにより、一定圧の蒸気を第2のアキシャルピストンシリンダ群57に供給して低圧作動室84…への

蒸気の充填効率を高めることができる。

図13に示すように、ロータ27の回転に伴って下死点に達した低圧ピストン51が上死点に向かって後退する間に、低圧作動室84から押し出された低温低圧蒸気は、ロータ27の第11蒸気通路P11と、摺動面71と、摺動部材70の第16蒸気通路P16と、ロータリバルブ本体62の第17蒸気通路P17～第20蒸気通路P20を経て蒸気排出室90に排出され、そこから蒸気排出孔18cを経て凝縮器に供給される。

上述のようにして膨張機Mが作動するとき、第1のアキシャルピストンシリンダ群49の7本の高圧ピストン43…と、第2のアキシャルピストンシリンダ群57の7本の低圧ピストン51…とが共通の斜板39に接続されるので、第1、第2のアキシャルピストンシリンダ群49、57の出力を合成して出力軸28を駆動することができ、膨張機Mを小型化しながら高出力を得ることができる。このとき、第1のアキシャルピストンシリンダ群49の7本の高圧ピストン43…と、第2のアキシャルピストンシリンダ群57の7本の高圧ピストン51…とが円周方向に半ピッチずれて配置されているため、図10に示すように、第1のアキシャルピストンシリンダ群49の出力トルクの脈動と、第2のアキシャルピストンシリンダ群57の出力トルクの脈動とが相互に打ち消しあい、出力軸28の出力トルクがフラットになる。

またアキシャル型の回転式流体機械はラジアル式の回転式流体機械に比べてスペース効率が高いという特徴があるが、それを半径方向に2段に配置したことでスペース効率を更に高めることができる。特に、体積が小さい高圧の蒸気で作動するために小直径で済む第1のアキシャルピストンシリンダ群49を半径方向内側に配置し、体積が大きい低圧の蒸気で作動するために大直径となる第2のアキシャルピストンシリンダ群57を半径方向外側に配置したので、空間を有効利用して膨張機Mの一層の小型化が可能となる。しかも円形断面を有することで加工精度を高くできるシリンダ42…、50…およびピストン43…、51…を用いたことにより、ペーンを用いた場合に比べて蒸気のリーク量が少なくなり、更なる高出力を望むことができる。

また高温の蒸気で作動する第1のアキシャルピストンシリンダ群49を半径方

向内側に配置し、低温の蒸気で作動する第2のアキシャルピストンシリンダ群57を半径方向外側に配置したので、第2のアキシャルピストンシリンダ群57とケーシング11の外部との温度差を最小限に抑え、ケーシング11の外部への熱逃げを最小限に抑えて膨張機Mの効率を高めることができる。また半径方向内側の高温の第1のアキシャルピストンシリンダ群49から逃げた熱を、半径方向外側の低温の第2のアキシャルピストンシリンダ群57で回収することができるで、膨張機Mの効率を更に高めることができる。

また軸線Lに対して直角方向に見たとき、第1のアキシャルピストンシリンダ群49の後端は第2のアキシャルピストンシリンダ群57の後端よりも前方に位置しているので、第1のアキシャルピストンシリンダ群49から軸線L方向後方に逃げた熱を第2のアキシャルピストンシリンダ群57で回収し、膨張機Mの効率を更に高めることができる。更に、高圧側の摺動面68が低圧側の摺動面71よりもロータ27の凹部27bの奥側に在るので、ケーシング11の外部の圧力と低圧側の摺動面71との差圧を最小限に抑えて低圧側の摺動面71からの蒸気のリーク量を減少させることができ、しかも高圧側の摺動面68から漏れた蒸気圧を低圧側の摺動面71で回収して有効に利用することができる。

以上、本発明の実施例を説明したが、本発明はその要旨を逸脱しない範囲で種々の設計変更を行うことが可能である。

例えば、本発明の作動部は実施例のアキシャルピストンシリンダ群に限定されず、ラジアルピストンシリンダ式のものやベーン式のものであっても良い。

産業上の利用可能性

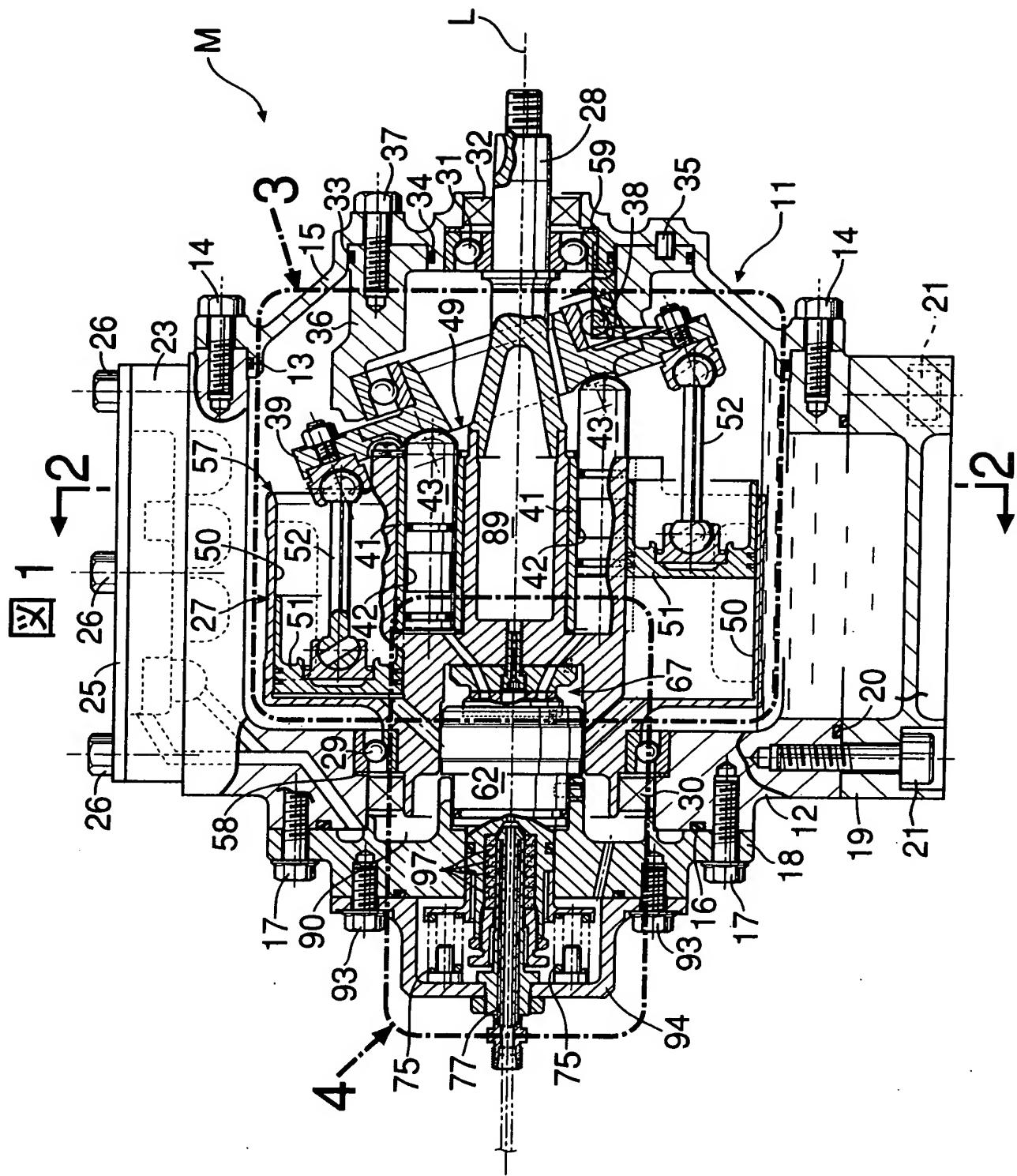
本発明の回転式流体機械は蒸気を作動媒体とする膨張機に対して好適に適用可能であるが、それ以外に、空気のような圧縮性流体を加圧する圧縮機や、オイルや水のような非圧縮性流体を圧送するポンプに対しても適用することができる。

請求の範囲

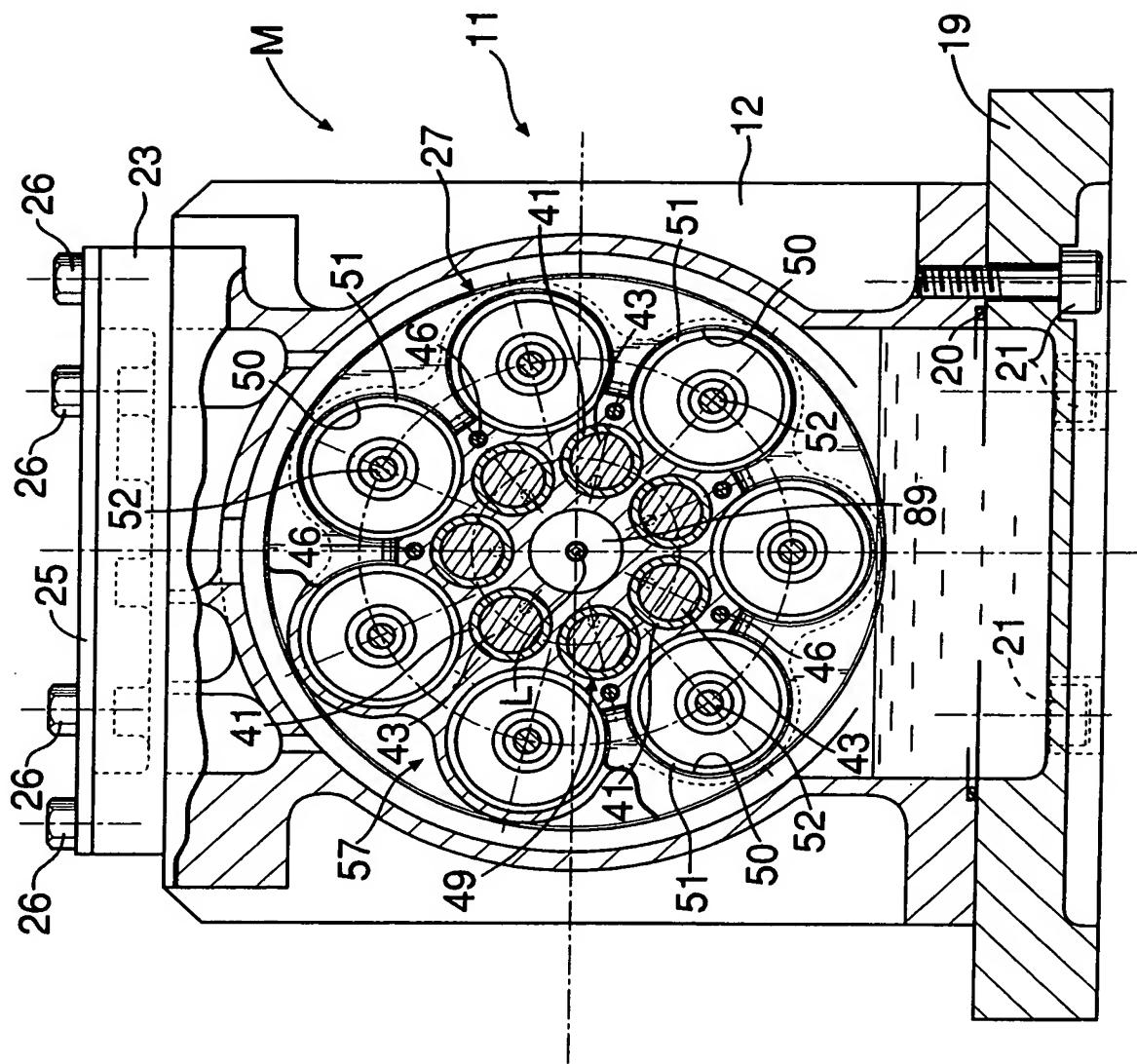
1. ケーシング（11）と、
ケーシング（11）に回転自在に支持されたロータ（27）と、
5 ロータ（27）に設けられた作動部（49, 57）と、
ケーシング（11）およびロータ（27）間に設けられ、ロータ（27）の軸線（L）に直交する摺動面（68）を介して作動部（49, 57）に対する作動媒体の吸入・排出を制御するロータリバルブ（61）と、
を備えた回転式流体機械であって、
10 前記軸線（L）上に配置されてロータリバルブ（61）に作動媒体を供給する作動媒体供給パイプ（77）を該ロータリバルブ（61）と別体に設け、作動媒体供給パイプ（77）とロータリバルブ（61）との間に、作動媒体供給パイプ（77）の前記軸線（L）方向への移動がロータリバルブ（61）に伝達されるのを防止する機能を有するシール手段（97）を配置したことを特徴とする回転式流体機械。
15 2. 前記シール手段（97）がグランドパッキンであることを特徴とする、請求項1に記載の回転式流体機械。
3. 前記シール手段（97）から漏れた作動媒体を回収する作動媒体回収手段（94, 18e）を備えたことを特徴とする、請求項2に記載の回転式流体機械。
20 4. 前記作動媒体回収手段（94, 18e）は回収した作動媒体を作動部（49, 57）の下流側に戻すことを特徴とする、請求項3に記載の回転式流体機械。

要 約 書

アキシャルピストンシリンダ群よりなる作動部（49, 57）に対する作動媒体の吸入・排出を制御するロータリバルブ（61）を備えた回転式流体機械において、ロータ（27）の軸線（L）上に配置されてロータリバルブ（61）に蒸気を供給する蒸気供給パイプ（77）をロータリバルブ本体（62）と別体に設け、蒸気供給パイプ（77）とロータリバルブ本体（62）との間にグランドパッキンよりなるシール手段（97）を配置する。柔軟なシール手段（97）は蒸気供給パイプ（77）の軸線（L）方向への移動がロータリバルブ（61）に伝達されるのを防止する機能を有するので、シール手段（97）で蒸気供給パイプ（77）の外周からの蒸気の漏れを最小限に抑えながら、ロータリバルブ（61）の摺動面（68）の密着性を確保して蒸気の確実な供給・排出を可能にすることができる。



☒ 2



义 3

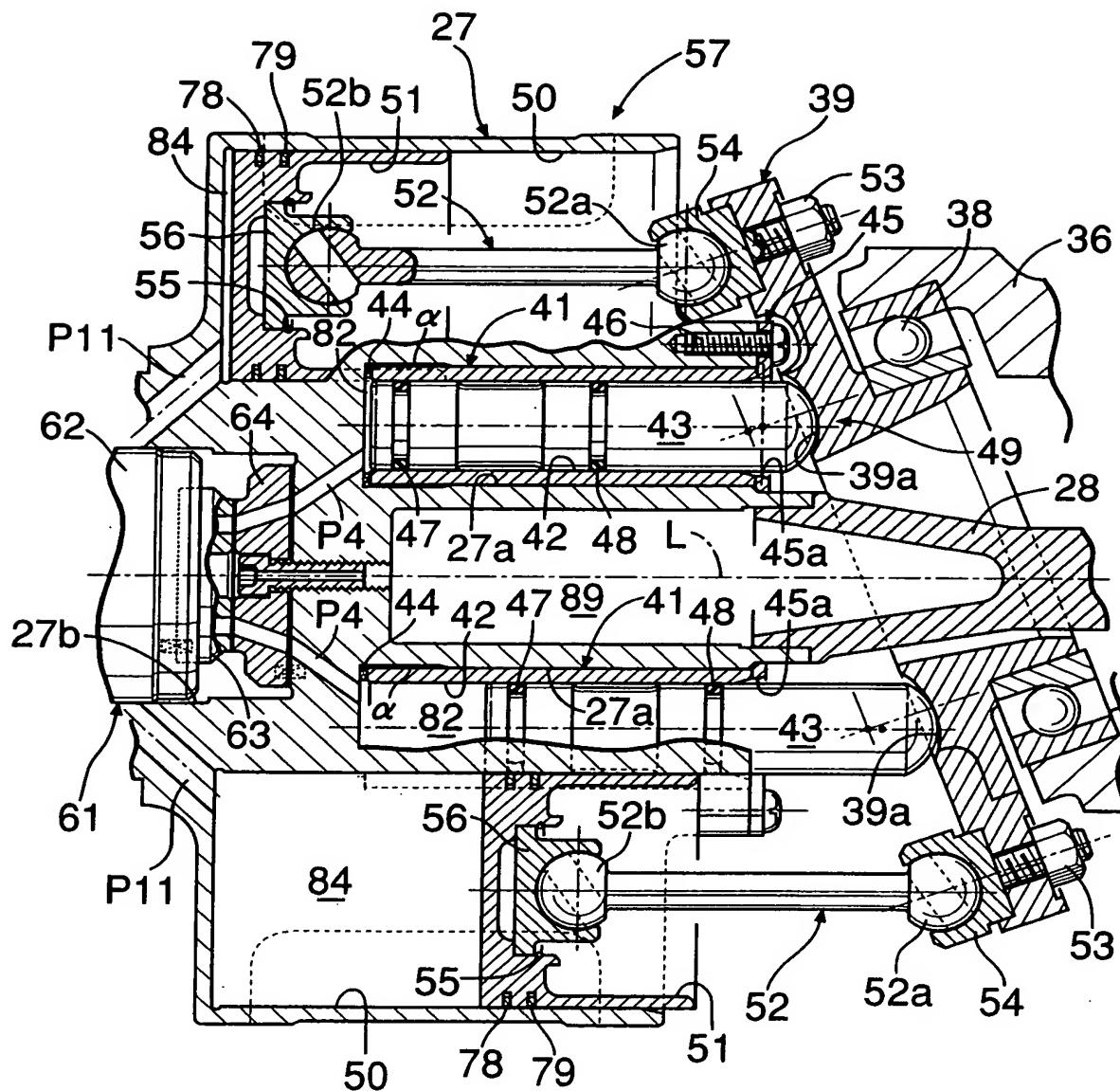
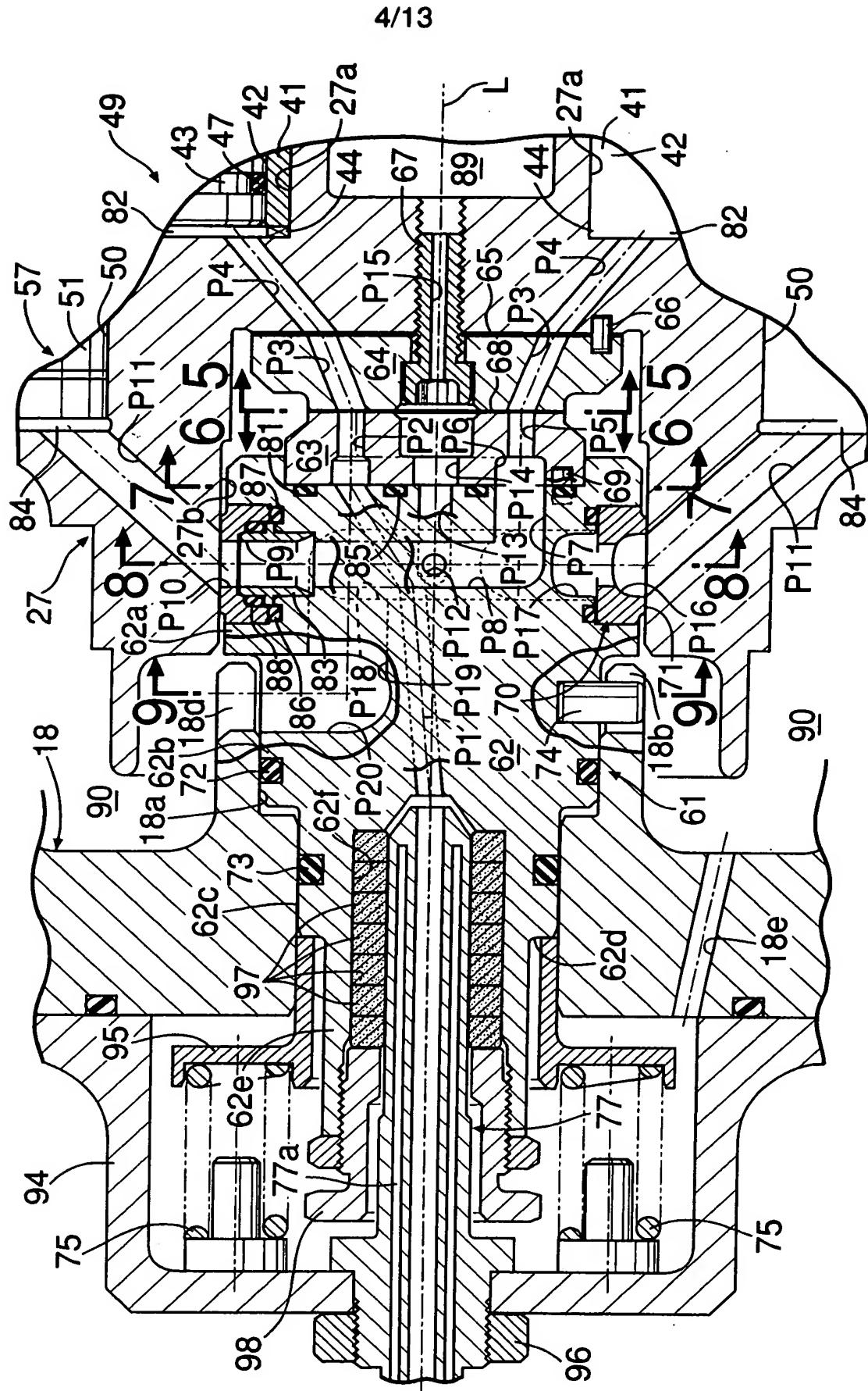
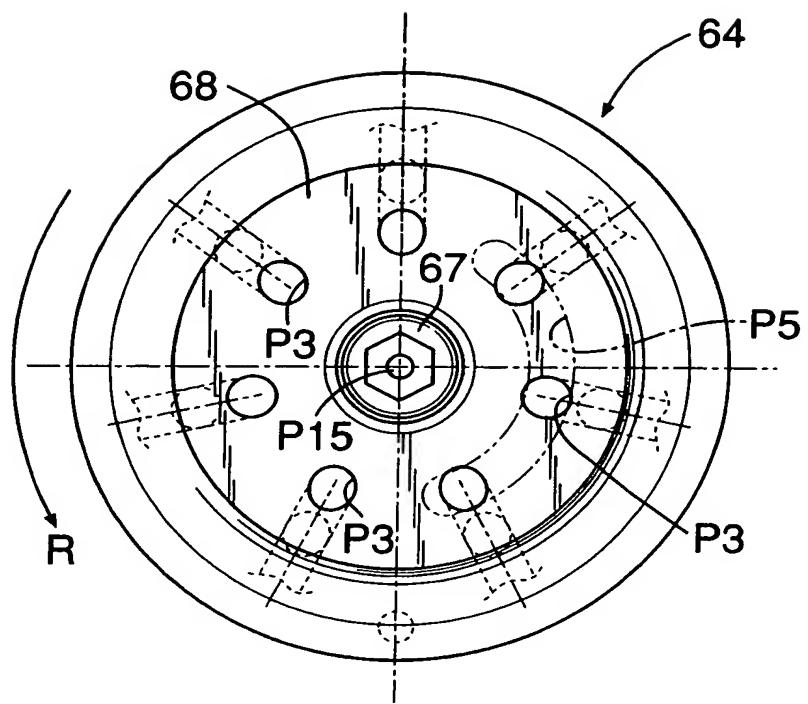


图 4



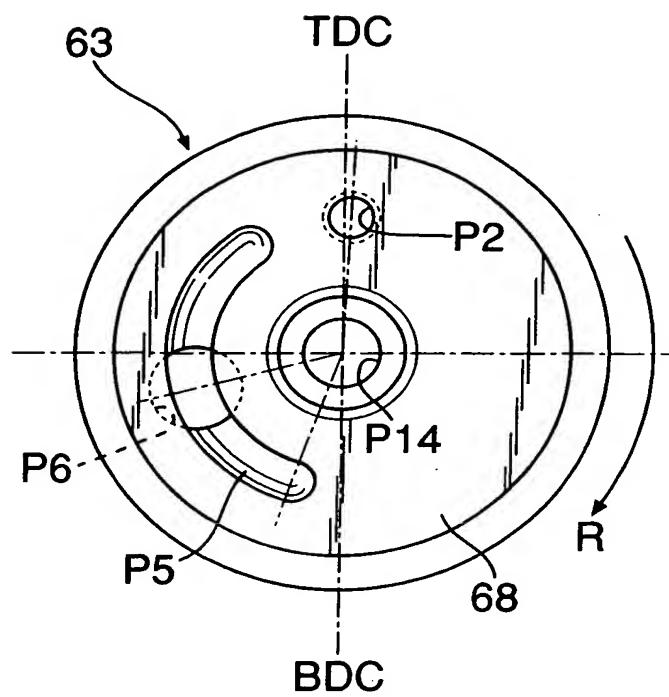
5/13

図 5



6/13

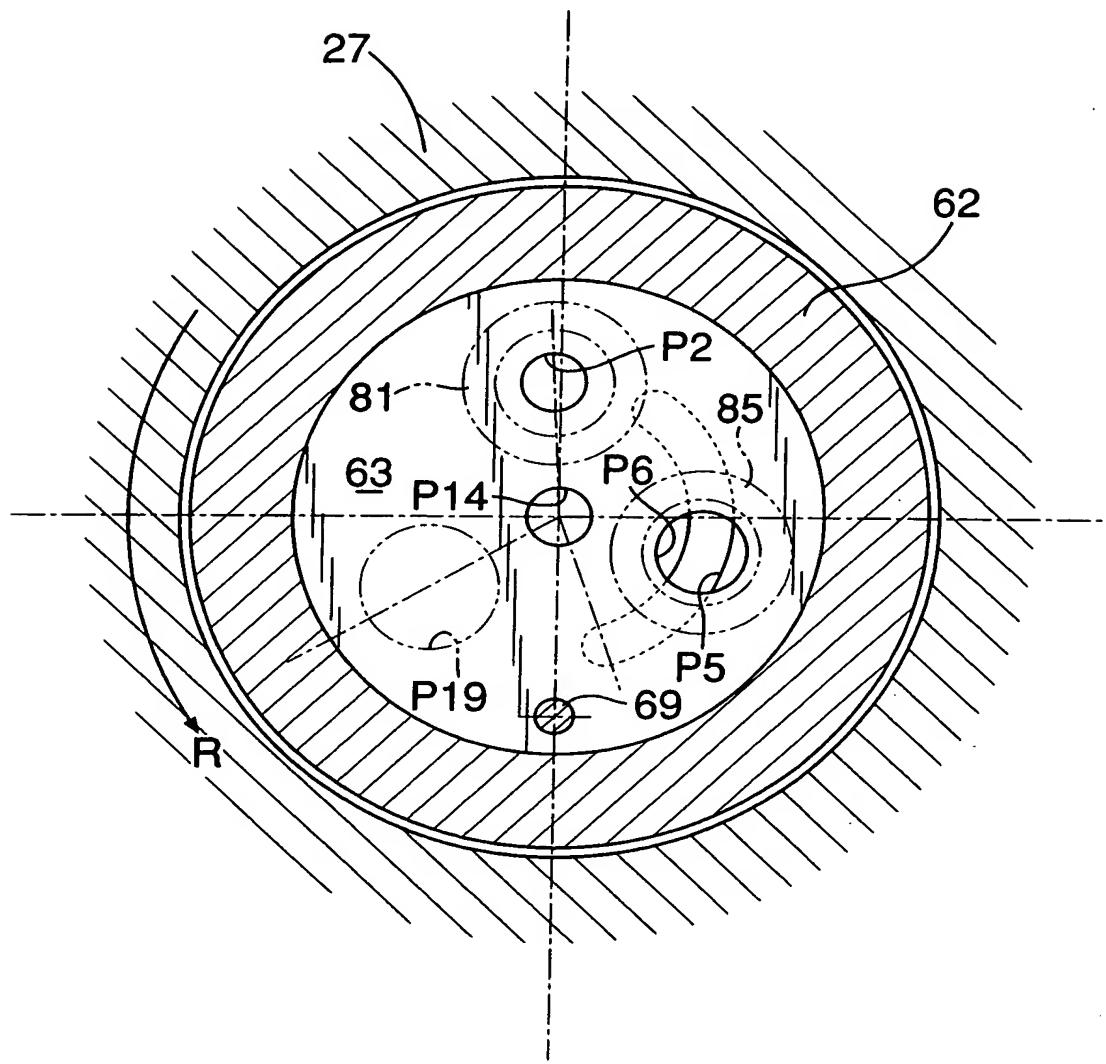
図 6



10/500691

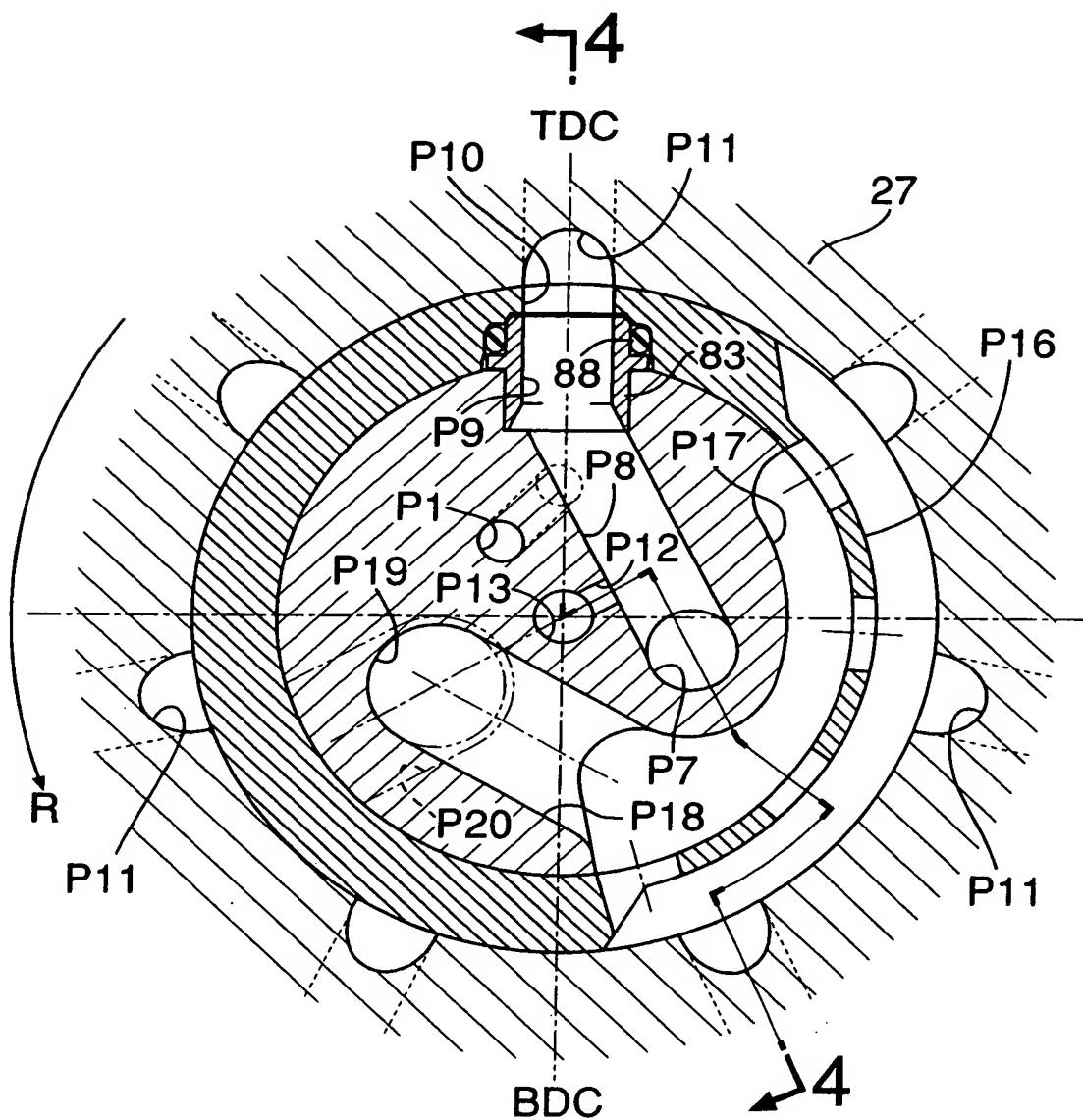
7/13

図 7



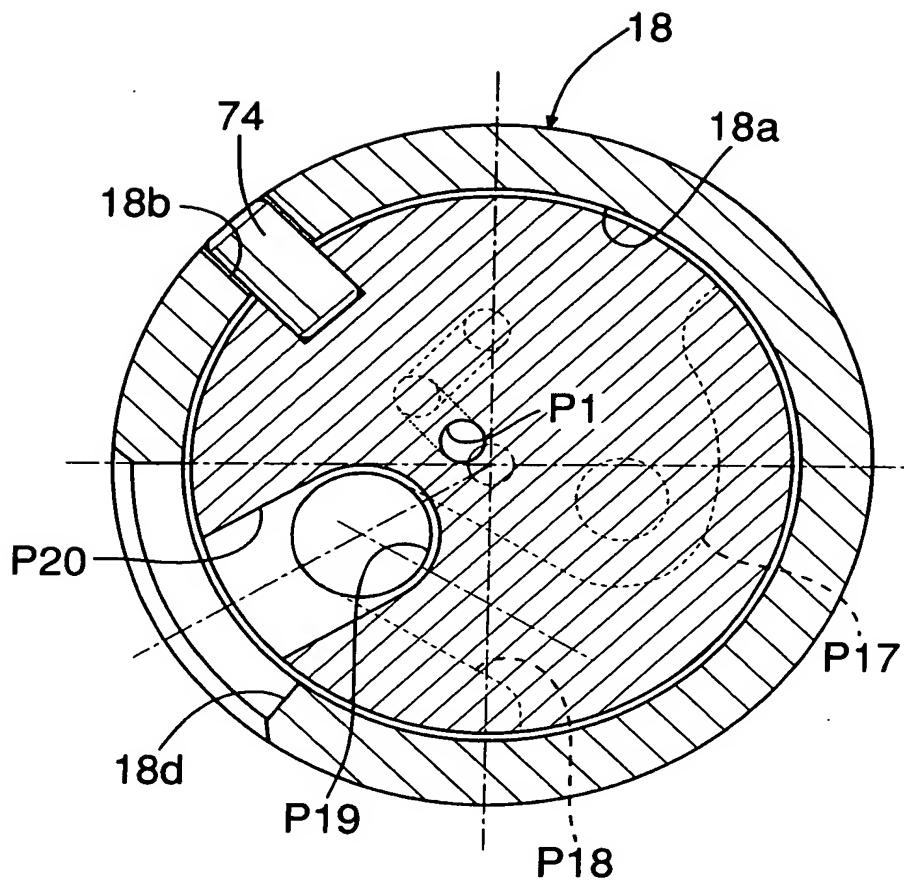
8/13

図 8



9/13

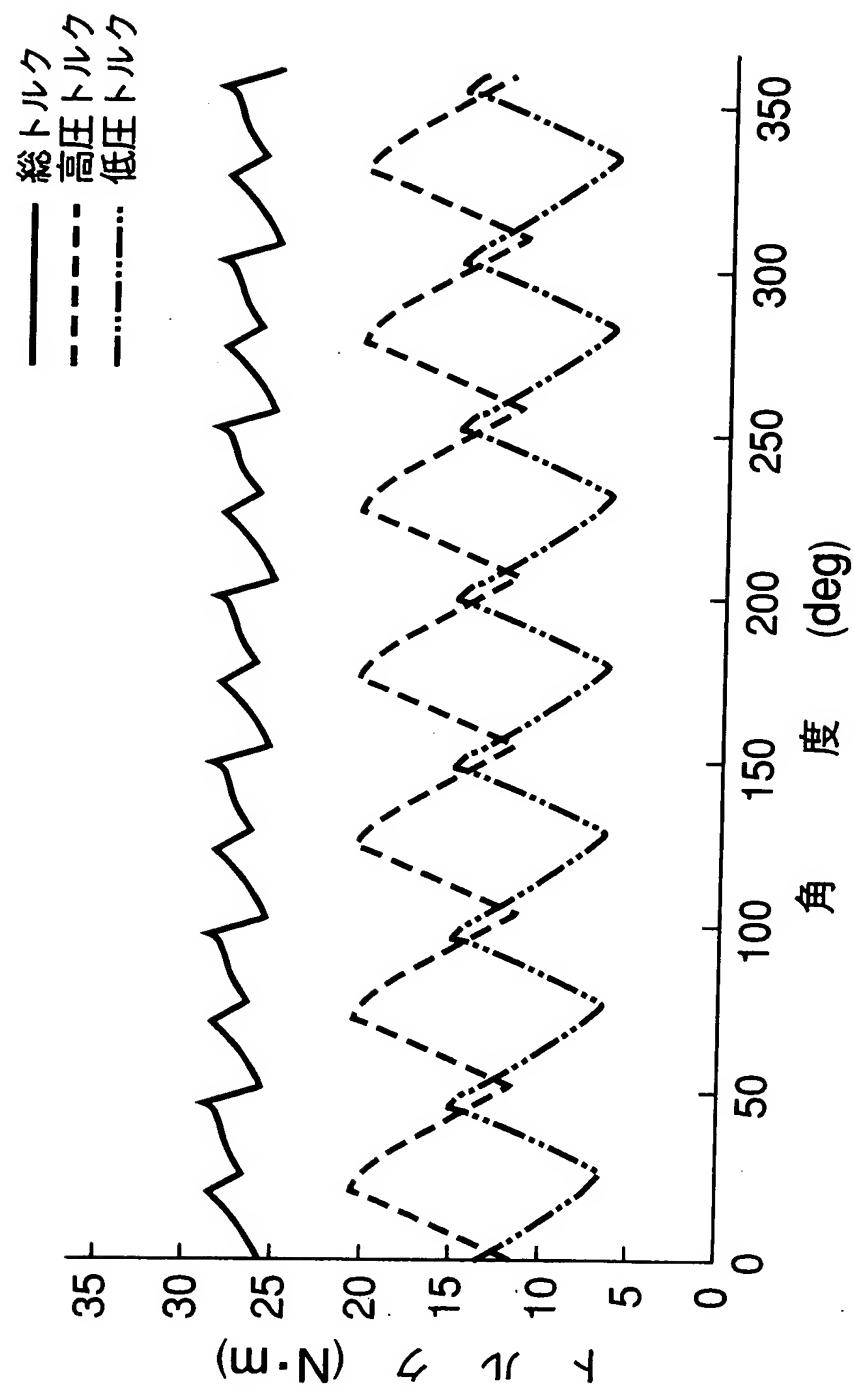
図 9

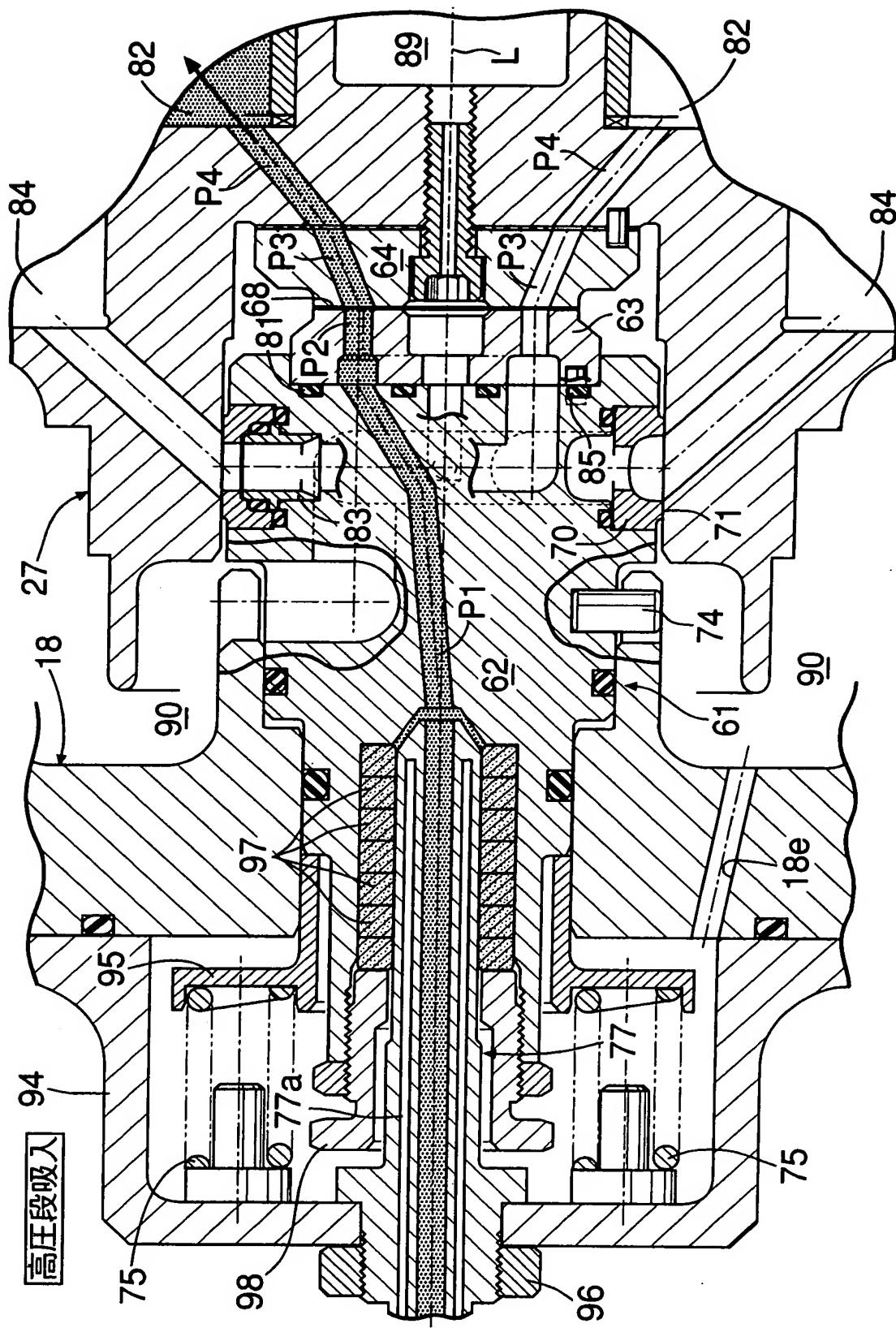


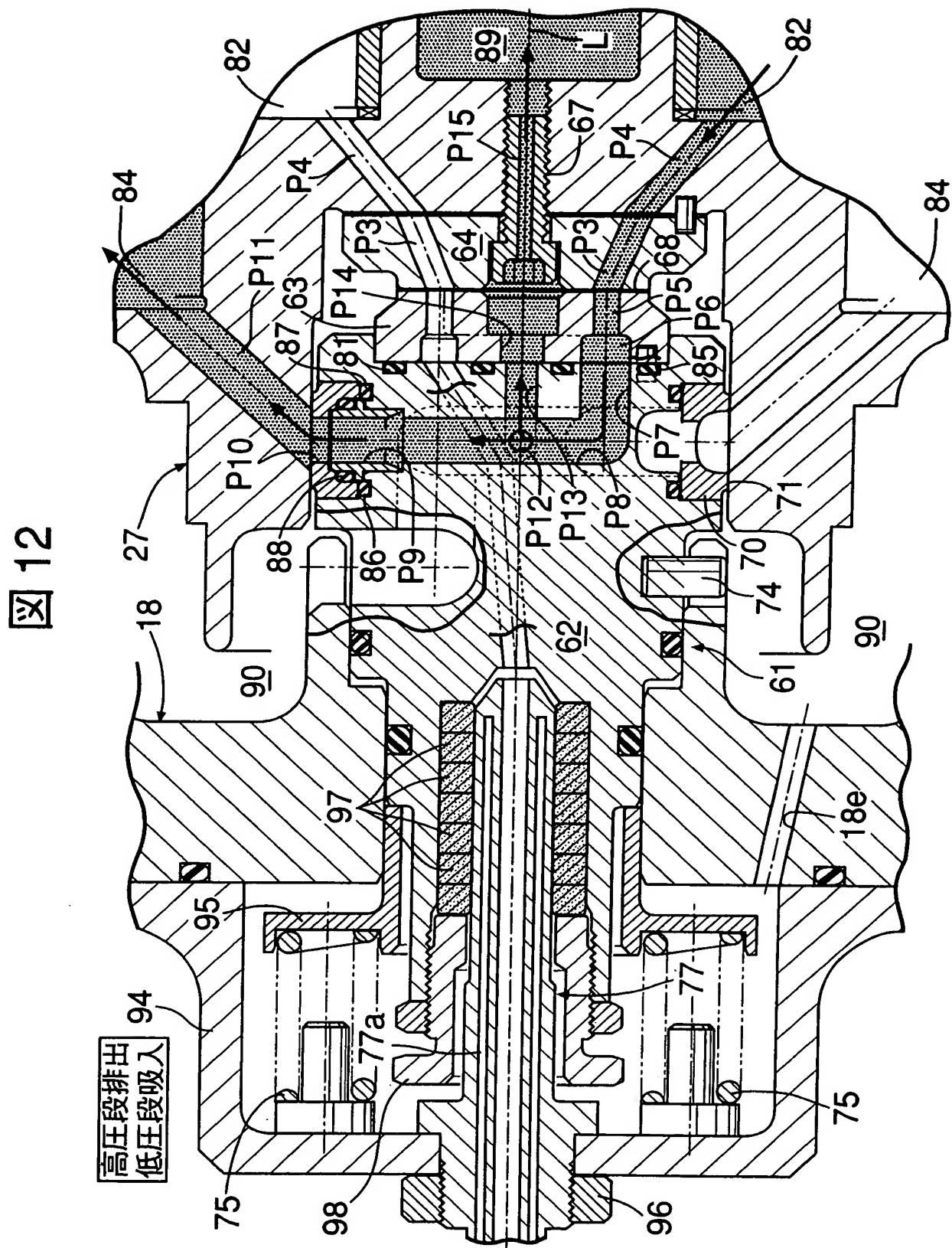
10/500691

10/13

図 10







13/13

図 13

